

Как видим, уравнение (7) отличается от (2) знаками в знаменателе второго слагаемого и в сумме дробей левой части уравнения.

Радиус кривизны сопряженной поверхности в этом случае равен

$$\rho_2 = \frac{R_1 R_2 \rho_1 \sin \alpha + (R_1 + R_2)(\rho_1 - l) \cos(\alpha_1 - \alpha)}{(R_1 + R_2)(\rho_1 - l) \cos(\alpha_1 - \alpha) + R_1 R_2 \sin \alpha}. \quad (8)$$

С помощью коэффициента разновидности определяется свойства зацепления и вид контакта. Если коэффициент разновидности имеет постоянное значение, то в зацеплении могут находиться не одна пара зубьев одновременно, что очень важно для силовых передач. Если значение коэффициента разновидности меньше предельного значения, то контакт в зацеплении выпукло-вогнутый, что также немаловажно для силовых передач.

Пример. Пусть известна боковая поверхность зуба одного из колес зубчатой передачи, радиус кривизны которой в полюсе передачи равен ρ . Запишем уравнение (3) в таком виде, разделив числитель и знаменатель на R_1 и заменив отношение радиусов делительных окружностей передаточным числом u :

$$\rho_2 = \frac{R_1(\rho + l) \sin \alpha + (u + 1)\rho l \cos(\alpha_1 - \alpha)}{(u + 1)\rho \cos(\alpha_1 - \alpha) + R_1 \sin \alpha}, \quad (9)$$

где

$$\alpha_1 = \arctg \frac{y' - xy''}{y'^2} \quad (10)$$

и полюсное расстояние

$$l = \sqrt{x^2 + y^2}. \quad (11)$$

Вторая производная функции, описывающей профиль искомой поверхности y'' , представлена в неявном виде. Величина коэффициента разновидности определяется по формуле (5).

Как видим, это не простой способ. Сравнительно проще, если по известным параметрам (угол зацепления в полюсе передачи и коэффициент разновидности) определить профиль зуба инструментальной рейки, а по нему с помощью формул преобразования [3] построить искомый профиль зуба сопряженной шестерни.

Проверка сопряжения в зубчатом зацеплении легко осуществить с помощью графической программы Inventor, которая позволяет произвести анимацию, т.е. увидеть процесс пересопряжения зубьев и обнаружить возможную интерференцию в зацеплении.

Выводы. Предложен метод определения поверхности, сопряженной заданной. Для этого используется уравнение Эйлера-Савари в новой форме.

Определение коэффициента разновидности позволяет судить о зацеплении и виде контакта в нем.

Список литературы. 1. Павлов А.И. Условие сопряжения в зацеплении с выпукло-вогнутым контактом. // Вестник ХГПУ. – Харьков. – 1999. – Вып. 29. – С.95–97. 2. Павлов А.И. Зацепления с выпукло-вогнутым контактом для силовых зубчатых передач // Вестник ХГПУ. – Харьков. – 1999. – Вып. 68. – С.49–53. 3. Павлов А.И. До побудови спряжених поверхонь нових зубчастих зацеплень // Прикладна геометрія та інженерна графіка. – Київ. – 1999. – №66. – С.182–185. 4. Павлов А.И. Основное уравнение зацепления в общем виде и его решения // Вестник ХГПУ. – Харьков. – 1998. – Вып. 25. – С.22–24. 5. Павлов А.И. Особенности зацеплений с выпукло-вогнутым контактом // Вестник НТУ «ХПИ». – Харьков. – 2002. – Вып. 6, том 1. – С.43–45. 6. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584с.

Поступила в редколлегию 30.04.08

УДК 621.833

В.А. ПАВЛОВ, В.В. НЕМЦЕВ, ХНАДУ

ОПТИМИЗАЦИЯ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ ПО КОЭФФИЦИЕНТУ ПЕРЕКРЫТИЯ

Розглянуто вплив параметрів евольвентної зубчастої передачі на її коефіцієнт перекриття. Підвищення цього коефіцієнту приведе до зниження навантаження на зубець в два рази. Це дозволить підвищити довговічність передачі в 6 разів. Досягти цього можна за допомогою зниження кута зацеплення до 15° .

Influence of parameters of involute gearing on its factor of overlapping is considered. The increase in this factor will lead to decrease in loading on a tooth twice. It will allow to increase durability of transfer to 6 times. To reach it, it is possible by decrease in a corner of gearing up to 15 degrees.

Постановка проблемы. Наиболее важными характеристиками зацепления следует считать коэффициент перекрытия [1], приведенный радиус кривизны, коэффициент полезного действия и коэффициент удельного скольжения [2]. К сожалению, между ними такая сложная связь, что с улучшением одного показателя ухудшаются другие. Например, с увеличением угла зацепления уменьшается коэффициент перекрытия, с увеличением чисел зубьев шестерни увеличивается коэффициент перекрытия, но при этом возрастают габариты передачи.

Цель работы – установить наиболее оптимальные характеристики зацепления для применения их в проектных расчетах.

Решение поставленной проблемы будем ставить в зависимость от коэффициента перекрытия, поскольку от него зависят в первую очередь прочностные характеристики зубчатой передачи.

Определение коэффициента перекрытия для прямозубого зубчатого колеса с эвольвентным зацеплением производится по формуле, приводимой во многих справочниках и пособиях, например, [1, 3, 4], из которой видна зависимость этого коэффициента от длины активной части линии зацепления АВ и угла зацепления α

$$\varepsilon = AB / (\pi \cos \alpha). \quad (1)$$

Длину участка АВ линии зацеплений [5] можно выразить через абсциссы точек входа в зацепление и выхода из него. Делается это для того, чтобы увидеть влияние на коэффициент перекрытия таких параметров передачи, как числа зубьев зубчатых колес и их отношения. Так, из рис. можно установить, что

$$x_A = ur \sin^2 \alpha (\sqrt{1 + (2urh + h^2) / (ur \sin \alpha)^2} - 1), \quad (2)$$

и аналогично,

$$x_B = r \sin^2 \alpha (\sqrt{1 + (2rh + h^2) / (r \sin \alpha)^2} - 1), \quad (3)$$

где u – передаточное число; r – радиус делительной окружности шестерни; h – высота головки и ножки зуба; α – угол эвольвентного зацепления.

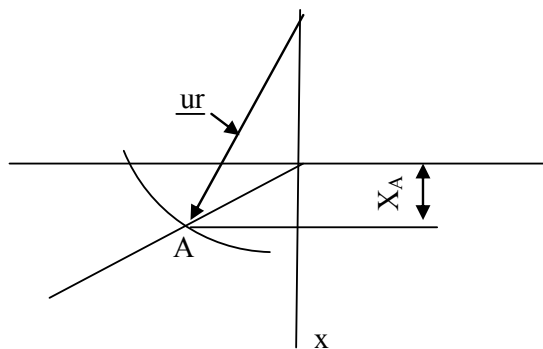


Рис. Определение координаты точки входа

Поскольку активный участок линии зацепления для эвольвентной передачи зависит от абсцисс точек входа и выхода

$$x_A + x_B = AB \sin \alpha, \quad (4)$$

то после подстановки (4) в (1) имеем выражение для коэффициента перекрытия

$$\varepsilon = (x_A + x_B)C / \pi, \quad (5)$$

где C – коэффициент, определяемый по формуле

$$C = 2 / \sin 2\alpha. \quad (6)$$

Расчеты коэффициента перекрытия для эвольвентного зацепления некорригированной прямозубой цилиндрической передачи с передаточным числом $u=2$ позволяют сделать заключение, что при проектировании новых приводов и редукторов надо избегать сложившихся стереотипов, когда проектанты с целью уменьшения габаритов передачи старались уменьшать числа зубьев шестерни, а это приводило к необходимости корректирования, чтобы избежать подрезания зубьев и интерференции. Нужен иной, более осмысленный подход к проектированию. Если даже несколько увеличить число зубьев, то, даже проигрывая в весе и габаритах, значительно возрастает прочность. А это приведет к увеличению ее долговечности.

Другой, еще более ценный подход – уменьшение угла зацепления. Опять-таки, проектанты всегда считали, что возрастает прочность зацепления, так как возрастает приведенный радиус кривизны в зацеплении, и, следовательно, повышается контактная прочность зубьев. Однако это не так. С увеличением угла зацепления возрастает нагрузка на зубья, а коэффициент перекрытия, который определяет число пар зубьев в зацеплении, уменьшается. Другой путь – уменьшение угла зацепления в допустимых пределах – приведет к одновременному уменьшению нагрузки и увеличению коэффициента перекрытия (см. табл.). Попутно происходит уменьшение скольжения в зацеплении. Все это даст увеличение прочности и долговечности передачи.

Таблица.

Значения коэффициента перекрытия передачи с малыми углами зацепления

α	u	$Z=16$	$Z=20$	$Z=24$
$\alpha=13^\circ$	1	3	2,55	2,22
	2	3,27	2,74	2,49
	4	3,5	2,92	2,52
$\alpha=11^\circ$	1	3,77	3,2	2,8
	2	4,15	3,52	3,05
	4	4,53	3,8	3,29
$\alpha=10^\circ$	1	4,25	3,65	3,2
	2	4,73	4	3,52
	4	5,17	4,35	3,8

Расчет коэффициента перекрытия по формуле (6) показывает, что теоретическое его значение (см. табл.) может быть достаточно большим (более 5). Однако обеспечить такое его значение практически невозможно, так как при изготовлении и монтаже, а также в процессе эксплуатации за счет погрешностей и деформаций одновременного и равноценного контакта в нескольких парах зубьев добиться нельзя. Поэтому следует, что вполне реально при коэффициенте перекрытия больше 2, добиваться постоянного контакта в зацеплении двух пар зубьев. А это позволит снизить нагрузку на зуб в некоторые моменты зацепления примерно в два раза, что приведет к повышению долговечности передачи в 6-8 раз.

Выводы. В результате проведенных исследований установлено, что одним из путей увеличения прочности зубчатой передачи является применение зацеплений с меньшими углами зацепления.

Список литературы: 1. Козерод Ю.В. Построение картины зубчатого зацепления: Методическое указание на выполнение курсового проектирования. – Хабаровск: Изд-во. ХАБИИЖТ, 1983. – 9с. 2. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584с. 3. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 4. Аникин Ю.В. Синусоидальное зацепление. – Воронеж: Изд-во Воронежского университета, 1975. – 61с. 5. ГОСТ 16530-70. Зубчатые передачи. Термины и определения.

Поступила в редколлегию 30.04.08

УДК 621.831

П.Н. КАЛИНИН, канд. техн. наук, Акад. ВВ МВД Украины,
Л.В. КУРМАЗ, канд. техн. наук, Политехника Свентокшистка в Кельцах,
Ю.В. ЖЕРЕЖОН-ЗАЙЧЕНКО, Акад. ВВ МВД Украины

К ВОПРОСУ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПОСТОЯНСТВА СУММАРНОЙ ДЛИНЫ КОНТАКТНЫХ ЛИНИЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

У роботі розглянуто питання про можливість вибору параметрів зубчастої передачі, які б забезпечували сталість сумарної довжини контактних ліній зубчастої передачі, і, відповідно, зменшення внутрішніх динамічних зусиль, пов'язаних з процесом зацеплення зубців.

The question of possibility of choice of parameters of gearing, providing constancy of total length of contact lines is considered in work, which internal dynamic efforts, related to the process of hooking of points, diminish at.

Постановка проблемы. Уменьшение динамических явлений, возникающих при работе зубчатой передачи, всегда представлялось актуальной проблемой. В работе рассматривается вопрос о возможности обеспечения по-

стоянства суммарной длины контактных линий зубьев, при котором минимизируются внутренние динамические нагрузки в передаче, связанные с процессом зацепления зубьев

Анализ литературы. Как известно, в процессе пересопряжения зубьев изменяется жесткость зацепления, что, в значительной мере, определяет динамические явления в зубчатых, особенно прямозубых, передачах [1]. В косозубых передачах внутренние динамические нагрузки заметно снижаются, так как процесс пересопряжения зубьев происходит постепенно.

Одним из методов решения задачи уменьшения динамических нагрузок в зубчатом зацеплении является выбор параметров зацепления, определяющих постоянство суммарной длины контактных линий зубьев, находящихся в зацеплении.

«Найвигіднішим для роботи зубчастої передачі є випадок $l_{\Sigma} = const$ » [2].

Суммарную длину контактных линий характеризуют коэффициентами осевого ε_{α} и торцевого ε_{β} перекрытия. В [3] отмечено, что обычно в косозубых передачах значение коэффициента $\varepsilon_{\beta} > 1$ и значение коэффициента $\varepsilon_{\alpha} > 1$, хотя возможны передачи, у которых $\varepsilon_{\beta} < 1$ при $\varepsilon_{\alpha} > 1$ или $\varepsilon_{\alpha} < 1$ при $\varepsilon_{\beta} > 1$.

В [4] отмечается, что желательно так подобрать параметры зубчатой пары, чтобы выполнялось условие $\varepsilon_{\beta} = 1$. Реализация методики выбора параметров цилиндрической зубчатой передачи, обеспечивающая получение осевого коэффициента перекрытия зубьев $\varepsilon_{\beta} = 1$, представлена в работах [5] и [6].

В [7], рассматривая рекомендации по выбору величин коэффициентов ε_{α} и ε_{β} , установлены наилучшие условия для уменьшения внутренних динамических усилий в зубчатых передачах, в частности $\varepsilon_{\beta} = 1$, однако реализация этих рекомендаций не рассматривалась.

Цель статьи – рассмотреть возможность параметрического синтеза зубчатой передачи, обеспечивающего получение целого значения коэффициента осевого перекрытия зубьев ε_{β} .

В косозубых передачах важную роль, особенно в динамике зацепления, имеет суммарная длина l_{Σ} линии контакта зубьев, которая во время работы передачи может изменяться, а может и не изменяться. В первом случае – при постоянстве суммарной длины контактных линий зубьев – имеют место минимальные внутренние динамические нагрузки в передаче.

В [2] отмечено, что желательно так выбирать параметры зубчатой пары, чтобы выполнялось условие $l_{\Sigma} = const$, однако методика реализации этого пожелания не представлена: «Цього можна досягнути відповідним вибором β та ширини зубчастого вінця b так, щоб коефіцієнт осьового перекриття ε_{β} був цілим числом». Однако при этом одновременно автор рекомендует выби-